

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Návrh pohonné jednotky ručního transportního vozíku

Design of the Drive Unit for Hand Trolley

Student:

Libor Pavlík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Aleš Vysocký

Ostrava: 20. 5. 2019

Zadání bakalářské práce

Student: **Libor Pavlík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R013 Robotika
Téma: **Návrh pohonné jednotky ručního transportního vozíku**
Design of the Drive Unit for Hand Trolley
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Analyzujte současný stav ručních transportních vozíků a možností rozšíření o pohonnou jednotku.
- 2) Na základě této analýzy sestavte podrobný požadavkový list.
- 3) Navrhněte varianty konstrukčního řešení pohonné jednotky připojitelné k ručnímu vozíku.
- 4) Vybranou variantu detailně rozpracujte, doložte potřebnými výpočty a výkresovou dokumentací v rozsahu dle dohody s vedoucím práce.
- 5) Vypracujte technickou zprávu s hodnocením dosažených výsledků v závěru.
- 6) Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MS WORD, PDF a konstrukční řešení v CAD systému (dle pokynů vedoucího práce)

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, 1997. ČSN, 01 6910.
- [2] ČSN ISO 690-2(01 0197) Informace a dokumentace - Bibliografické citace. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [3] NOVÁK, Petr. Mobilní roboty: pohony, senzory, řízení. Praha: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-141-1.
- [4] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] KÁRNÍK, Ladislav. Servisní roboty. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0626-6.
- [6] DRASTÍK, František. Technické kreslení I.: pravidla tvorby výkresů ve strojírenství. 2. vyd. Ostrava: Montanex, 2005. Stříbrná technická řada. ISBN 80-7225-195-3.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Aleš Vysocký**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2019



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě nevýdělečně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 10.5.2019

Libor Pavlík
jméno a příjmení studenta

Jméno a příjmení autora práce: Libor Pavlík

Adresa trvalého pobytu studenta: Hlubočec 145, 747 69

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pavlík, L. Návrh pohonné jednotky ručního transportního vozíku. Ostrava: VŠB – Technická Univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky – 354, 50s. Bakalářská práce, vedoucí: Vysocký, A.

Tato bakalářská práce se zabývá optimálním řešením pohonné jednotky pro ruční transportní vozík. V první řadě je práce zaměřena na správnou volbu pohonu na základě výpočtů a správného konstrukčního řešení. Cílem je správná volba konstrukčního návrhu pohonné jednotky, s optimálním řešením všech jejích prvků, včetně jejich uložení. Dále je na základě dynamických výpočtů ověřeno, zda nedojde při jízdě po nakloněné rovině a v zatáčce, k převrácení ručního vozíku s pohonnou jednotkou. Součástí této práce je také sestavný výkres pohonné jednotky, sestavný výkres pohonné jednotky s původním vozíkem a dílenský výkres vybraných dílů.

ANNOTATION OF BACHELOR WORK

Pavlík, L. Design of the Drive Unit for Hand Trolley. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2019. 50p. Thesis head: Vysocký, A.

This bachelor thesis presents optimal solution to propulsion unit for transport cart, compares them and determines the optimal one. Firstly there is a focus to determine optimal drive, based on calculation and optimal construction design. Object of this determination is to choose best construction design of propulsion unit with optimal solution of all its parts and their placing. Based on dynamic calculation it is verified that transport cart won't turn over as impact of curve passing or movement on inclined plane. This thesis also contains assembly drawings of propulsion unit, assembly drawings of propulsion unit with original transport cart and working drawings of selected components.

Obsah

<i>Seznam použitých značení</i>	9
<i>Seznam obrázků</i>	10
<i>Seznam tabulek</i>	11
1. Úvod	12
1.1 Cíle bakalářské práce	12
2. Analýza stavu vozíků	13
2.1 Přehled elektrických vozíků	13
2.1.1 Vozík firma Zallys I [8]	13
2.1.2 Vozík firma Zallys II [8]	14
2.1.3 Vozík firma Comau – Agile 1500 [9]	14
2.2 Přehled ručních vozíků	15
2.2.1 Vozík drátový [10]	15
2.2.2 Vozík skladový [10]	15
2.2.3 Vozík na dřevo [10]	16
2.2.4 Vozík na rybářské vybavení [11]	16
3. Požadavkový list.....	17
4. Varianty konstrukce pohonu.....	18
4.1 Varianta pohonu číslo 1	18
4.2 Varianta pohonu číslo 2	19
4.3 Varianta pohonu číslo 3	20
4.4 Varianta pohonu číslo 4	21
5. Vybraná varianta pohonu – detailní popis.....	22
5.1 Vybraná varianta pohonu - Nakoupené díly.....	22
5.1.1- EVBIKE sada 750W, 16,5 Ah [12]	23
5.1.2 - EVBIKE sada 500W, 13Ah [12]	23
5.1.3 Odpružená vidlice TALA – F36-26 [13]	25
5.1.4 Odpružená vidlice SUNTOUR – XCTV V4 [13]	25
5.1.5 Lineární aktuátor I [14]	26
5.1.6 Lineární aktuátor II [14]	26
5.1.7 Krokový motor NEMA 23- HS 200 – Raveo [15]	27
5.1.8 Šneková převodovka CM 026 – Raveo [15]	27
5.1.9 Řídící jednotka MB450-C – Raveo [15]	28

6.	Zvolená varianta pohonu – konstrukční provedení	29
6.1	Řešení nosného rámu a jeho uchycení	29
6.2	Řešení hlavového uložení vidlice a pohonné jednotky v rámu.....	32
6.3	Řešení brzdícího systému pohonné jednotky.....	36
7.	Návrhové a konstrukční výpočty [17]	40
7.1	Výpočet potřebného výkonu pohonné jednotky [17]	40
7.2	Výpočet stability třístopého vozíku s pohonnou jednotkou [16]	46
7.3	Výpočet kontroly čepů [1]	50
8.	Závěr	51
9.	Použité zdroje	52

Seznam použitých značení

a	Zrychlení	[m/s ²]
b	Šířka	[mm]
e	Vzdálenost	[mm]
f	Koeficient tření	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Vzdálenost	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
k	Vzdálenost	[mm]
l	Vzdálenost	[mm]
m	Hmotnost, vzdálenost	[kg,mm]
m'	Vzdálenost	[mm]
n	Otáčky	[ot/min]
r	Vzdálenost, průměr	[mm]
s	Vzdálenost	[mm]
v	Rychlost	[m/s]
D	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
G	Síla	[N]
J	Kvadratický moment	[m ⁴]
M	Moment	[N/m]
M _k	Krouticí moment	[N/mm]
O	Síla, vzdálenost	[N/mm]
P	Výkon	[W]
R	Reakce	[N]
α	Úhel, zrychlení	[°,rad/s ²]
β	Úhel	[°]
η	Účinnost	[%]
ϑ	Koeficient pohonu	[-]

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Vozík Zallys I	13
Obrázek 2 - Vozík Zallys II	14
Obrázek 3 – Vozík Agile 1500	14
Obrázek 4 – Vozík drátový	15
Obrázek 5 - Vozík skladový	15
Obrázek 6 - Vozík na dřevo	16
Obrázek 7 - Vozík rybářský	16
Obrázek 8 - Varianta pohonu číslo 1	18
Obrázek 9 – Varianta pohonu číslo 2	19
Obrázek 10 – Varianta pohonu číslo 3	20
Obrázek 11 - Varianta pohonu číslo 4	21
Obrázek 12 - Vybraná varianta pohonu -detail	22
Obrázek 13 - Sada středový pohon výrobce EVBIKE	22
Obrázek 14 - EVBIKE 750W	23
Obrázek 15 - EVBIKE 500W	23
Obrázek 16 - Vidlice TALA F36-26	25
Obrázek 17 - Vidlice SUNTOUR XCTV V4	25
Obrázek 18 - Lineární aktuátor I	26
Obrázek 19 - Lineární aktuátor II	26
Obrázek 20 - Krokový motor NEMA 23	27
Obrázek 21 - Šneková převodovka CM 026	27
Obrázek 22 - Řídící jednotka MB450-C	28
Obrázek 23 – Původní ruční vozík	29
Obrázek 24 - Místa uchycení jednotky k rámu vozíku	29
Obrázek 25 - Hlavní nosný rám	30
Obrázek 26 - Ohýbaná část nosného rámu	30
Obrázek 27 - Nosná část rámu krokového motoru s převodovkou	31
Obrázek 28 - Svařovaný nosný rám pohonu natáčení	31
Obrázek 29 - Uložení vidlice v rámu	32
Obrázek 30 - Hlavové uložení vidlice a pohonu	32
Obrázek 31 - Prvky hlavového uložení a jeho montáž do rámu kola	33
Obrázek 32 - Funkce horní utahovací matice	33
Obrázek 33 - Vyrobená matice s hřídelem	34
Obrázek 34 - Místo nahrazení původní matice uložení a vlnovcová spojka	34
Obrázek 35 - Umístění vlnovcové spojky a propojení se šnekovou převodovkou	35
Obrázek 36 - Šneková převodovka s hřídelem dodávaným výrobcem	35
Obrázek 37 - Kryty motoru, převodovky, baterie a zbylých řídicích komponentů	35
Obrázek 38 - Uchycení lineárního aktuátoru k vidlici	36
Obrázek 39 - Úchopy lineárního aktuátoru	37
Obrázek 40 - Detail uchycení aktuátoru a lanka	37
Obrázek 41 - Detail umístění brzdového lanka	38
Obrázek 42 - Detail umístění brzdového lanka II	38
Obrázek 43 - Uchycení brzdiče a lanka na jízdním kole	39
Obrázek 44 - Působení sil a momentů na kolo pohonu	40
Obrázek 45 – Odpor stoupání	42
Obrázek 46 - Určení těžiště tříkolky	46
Obrázek 47 – Síly působící v rovině, náležité těžišti	46
Obrázek 48 - Určení poloměru oblouku otáčení	48
Obrázek 49 - Síly působící na čep	50

Seznam tabulek

Tabulka 1 – Parametry Zallys I.....	13
Tabulka 2 – Parametry Zallys II	14
Tabulka 3 – Parametry Agile 1500	14
Tabulka 4 – Parametry vozík drátový.....	15
Tabulka 5 – Parametry vozík Skladový.....	15
Tabulka 6 – Parametry vozík na dřevo	16
Tabulka 7 – Parametry vozík rybářský	16
Tabulka 8 - Vlastnosti varianty číslo 1	18
Tabulka 9 - Vlastnosti varianty číslo 2	19
Tabulka 10 - Vlastnosti varianty číslo 3	20
Tabulka 11 - Vlastnosti varianty číslo 4	21
Tabulka 12 – Vlastnosti jednotky EVBIKE 750W.....	23
Tabulka 13 – Vlastnosti jednotky EVBIKE 500W.....	23
Tabulka 14 – Vlastnosti vidlice TALA.....	25
Tabulka 15 – Vlastnosti vidlice SUNTOUR	25
Tabulka 16 – Vlastnosti lineárního aktuátoru I	26
Tabulka 17 – Vlastnosti lineárního aktuátoru II	26
Tabulka 18 – Vlastnosti krokového motoru	27
Tabulka 19 – Vlastnosti šnekové převodovky.....	27
Tabulka 20 – Vlastnosti řídicí jednotky MB450	28
Tabulka 21 - Součinitelé odporů povrchu vozovky.....	41

1. Úvod

Předmětem této bakalářské práce je, snažit se navrhnout konstrukční řešení demontovatelné, pohonné jednotky k ručnímu transportnímu vozíku. Vozík by měl být schopný provozu po všech typech vozovky. Dále se budu zabývat výpočtem pohonů vozíku, kontrolou vozíku proti převrácení a kontrolou vybraných součástí. Prvky použité při návrhu pohonné jednotky bude vhodné volit tak, aby nebyl problém je zakoupit na současném trhu. Dále provedu volbu vhodných elektronických komponentů, pro zajištění správné funkce celku.

1.1 *Cíle bakalářské práce*

Cílem mé bakalářské práce bude navrhnout konstrukční řešení zvolené varianty pohonné jednotky k ručnímu transportnímu vozíku. Pohonnou jednotku s vozíkem budu navrhovat pro zatížení nákladem 100 kilogramů a kontrolovat proti případnému převrácení. Při výpočtu je však třeba hodnotu zatížení navýšit, z důvodu zaručení dostatečné bezpečnosti nosných prvků. Dále provedu volbu pohonů jednotky, uložení těchto pohonů a volbu zbylých komponentů, pro správnou funkci pohonné jednotky a vozíku jako celku. Práce bude rovněž obsahovat výkresovou dokumentaci.

2. Analýza stavu vozíků

V dnešní době je možno na trhu najít dostatečné množství elektricky poháněných vozíků, které mají za účelem zjednodušit lidskou práci a zefektivnit pracovní procesy. Důležitým faktorem při koupi elektricky poháněného vozíku je jeho smysl využití, výkon jeho pohonné jednotky, nosnost vozíku, velikost vozíku a jeho ovladatelnost. Dalším důležitým faktorem je spolehlivost, životnost, cena a v neposlední řadě vzhled. Zároveň je dnes požadavek na co největší výdrž baterií a jejich opětovného dobíjení. Podstatnou výhodou elektricky poháněných vozíků, oproti spalovacím motorům, jsou o dost menší pořizovací náklady, nulové emise a jednoduchost provedení.

Ručně ovládaných vozíků je na trhu rovněž dostatek. Záleží v podstatě jen na požadavcích. Vozíky se liší nosností, velikostí ložné plochy, velikosti kol, případně ovladatelností obsluhy vozíku. Rovněž je důležitým faktorem životnost použitých komponentů a cena vozíku.

2.1 Přehled elektrických vozíků

2.1.1 Vozík firma Zallys I [8]



Pohon	Elektrický
Nosnost	500 kg
Výdrž baterie	8 hod
Rychlost	5 km/hod
Využití	Sklady, výroba
Max. sklon povrchu	30°

Tabulka 1 – Parametry Zallys I

Obrázek 1 - Vozík Zallys I

2.1.2 Vozík firma Zallys II [8]

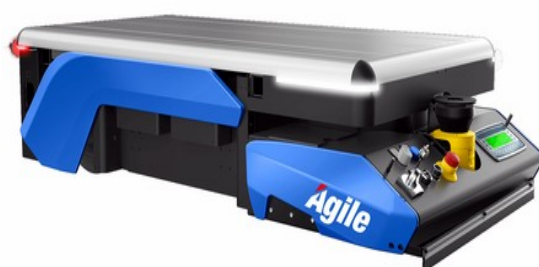


Pohon	Elektrický 4x4
Nosnost	2000 kg
Výdrž baterie	8 hod
Rychlost	5 km/hod
Využití	Všechny terény
Ovládání	Dálkové
Max. sklon povrchu	15°

Tabulka 2 – Parametry Zallys II

Obrázek 2 - Vozík Zallys II

2.1.3 Vozík firma Comau – Agile 1500 [9]



Pohon	Elektrický 4x4
Nosnost	1500 kg
Baterie	Lithium
Čidla	Proti kolizi
Využití	Sklady
Ovládání	Dálkové, software
Max. sklon povrchu	1°

Tabulka 3 – Parametry Agile 1500

Obrázek 3 – Vozík Agile 1500

2.2 Přehled ručních vozíků

Obyčejných dvoukolových vozíků, které všichni známe z našich zahrad je nesmírné množství a většina z nich plní podobný účel a mnohdy vypadá velice podobně. Rozdíly jsou většinou jen v materiálu rámu, nosnosti rámu, velikosti kol vozíku, nákladové ploše a hlavně ceně.

2.2.1 Vozík drátový [10]



Velikost	450x640x280 mm
Cena	1500 – 2100 Kč
Výhody	Malé rozměry, nízká váha, ovladatelnost, cena
Nevýhody	Malá kolečka, nízká hmotnost, nízká nosnost
Využití	Bez omezení

Tabulka 4 – Parametry vozíků drátových

Obrázek 4 – Vozík drátový

2.2.2 Vozík skladový [10]



Velikost	600x1000x500 mm
Cena	1300 Kč
Výhody	Velká nosnost, až 100kg, cena, těžiště
Nevýhody	Náročnost na ovladatelnost
Využití	Sklady, provozovny

Tabulka 5 – Parametry vozíků Skladových

Obrázek 5 - Vozík skladový

2.2.3 Vozík na dřevo [10]



Velikost	725x895x250 mm
Cena	4500 - 5100 Kč
Výhody	Velká nosnost, až 240kg, velikost kol, až 600 mm, ovladatelnost
Nevýhody	Cena, rozměry
Využití	Veškeré

Tabulka 6 – Parametry vozík na dřevo

Obrázek 6 - Vozík na dřevo

2.2.4 Vozík na rybářské vybavení [11]



Velikost	1200x700x600 mm
Cena	2500 Kč
Výhody	Ocelový rám, skládající design, nastavitelné opěrné nohy, gumy do všeho terénu, nosnost
Nevýhody	Rozměry, ovladatelnost u většího nákladu
Využití	Transport rybářského náčiní

Tabulka 7 – Parametry vozík rybářský

Obrázek 7 - Vozík rybářský

3. Požadavkový list

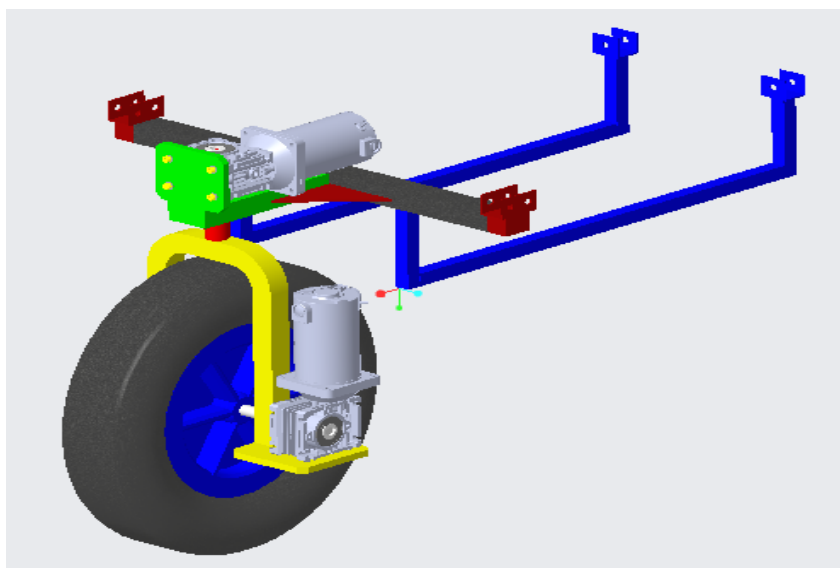
- **Rozměry ložné plochy vozíku:** 1200x700x300
- **Materiál rámu vozíku:** Ocel
- **Materiál nosného rámu pohonné jednotky:** Ocel
- **Maximální počítaná výška překážky pohonu:** 20mm
- **Maximální počítané stoupání:** 15°
- **Maximální natočení pohonné jednotky:** 45°
- **Využití vozíku:** Venkovní i vnitřní prostory, všechny povrchy
- **Celková hmotnost vozíku + pohonné jednotky:** 53kg
- **Maximální nosnost nákladu:** 100kg
- **Výdrž baterie:** Minimálně hodinu provozu
- **Řízení:** Bezdrátové, dálkové
- **Krytí elektrických prvků:** IP 23 [14]

4. Varianty konstrukce pohonu

Při úvaze o vhodném provedení návrhu konstrukce pohonné jednotky, k ručnímu transportnímu vozíku jsem bral z počátku v úvahu mnohé řešení. Postupem času jsem své úvahy redukoval na 3 varianty konstrukce pohonné jednotky. Ovšem z pohledu zkušeného konstruktéra, bych mohl být určitě argumentován stylem, že vhodných řešení může být určitě daleko více.

Ideální je, podle mého názoru, při návrhu pohonné jednotky brát v úvahu možnosti trhu a využívat existující prvky, které jsou vyzkoušené a ověřené. A vyhnout se cenově nákladným a nevýhodným řešením.

4.1 Varianta pohonu číslo 1



Obrázek 8 - Varianta pohonu číslo 1

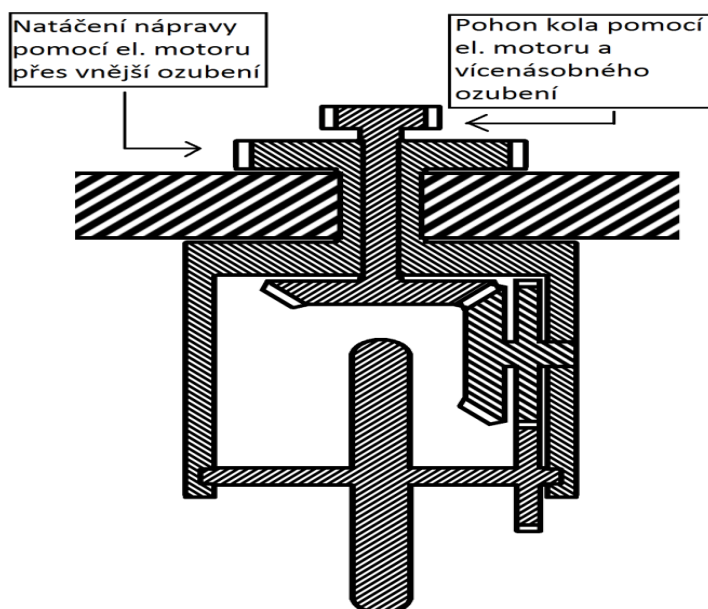
Výhody pohonné jednotky:	Cena krokových motorů a šnekových převodovek. Pro servisní roboty a menší zatížení vyzkoušená varianta pohonů
Nevýhody pohonné jednotky:	Není ideální pro větší zatížení. Výroba hřídelů. Nespojité pohyby krokových motorů při nízkých rychlostech (pohyb v krocích) Při překročení mezního zatížení hrozí ztráta kroku a sklony k mechanickému kmitání

Tabulka 8 - Vlastnosti varianty číslo 1

Při úvaze 1. varianty pohonu, jsem se zamýšlel nad tím, že jak samotný pohon, tak natáčení celé jednotky, by mohly provádět krokové motory skrze pravoúhlé převodovky. Nicméně u této varianty by mě čekala nákladná výroba pohonných hřídelí, ať už pro natáčení nápravy, tak i pro samotný pohon. Navíc v mé úvaze, že by vozík měl mít nosnost cca 100 kg, přece jen nejsou krokové motory ideální variantou.

Mezi nevýhody rotoru krokového motoru pro přímý pohon, patří při nízkých rychlostech nespojitý pohyb, rotor se pohybuje mezi stabilními polohami vždy v určitém úhlu – mluvíme o pohybu v krocích. Nevýhodou krokových motorů je takzvaná ztráta kroku, která nastává při překročení mezního zatížení a sklony k mechanickému zakmitávání, které se eliminují správným řízením.

4.2 Varianta pohonu číslo 2



Obrázek 9 – Varianta pohonu číslo 2

Výhody pohonné jednotky:	Malé rozměry jednotky, prostorově efektivní řešení varianty, pohon opět přes krokové elektromotory, jejichž nevýhody jsem zmínil výše.
Nevýhody pohonné jednotky:	Drahá výroba vícenásobného ozubení. Složitá montáž, demontáž.

Tabulka 9 - Vlastnosti varianty číslo 2

Varianta verze pohonu číslo 2, která mě z počátku mých úvah napadala, bylo řešení pohonu jednotky a její natáčení přes vícenásobné ozubení, opět pomocí krokových elektromotorů, jejichž nevýhody přímého pohonu jsem zmínil již u předchozí varianty. Toto řešení by sice znamenalo asi nejmenší rozměry, z mých variant pohonných jednotek, ovšem výroba a montáž takového řešení by nebyla úplně jednoduchá a cenově výhodná, i vzhledem k pořizovací ceně obyčejného ručního vozíku.

4.3 *Varianta pohonu číslo 3*



Obrázek 10 – Varianta pohonu číslo 3

Výhody pohonné jednotky:	Dobrá ovladatelnost stejnosměrného motoru, v praxi využívané řešení pohonu.
Nevýhody pohonné jednotky:	Větší rozměry jednotky. Motor by se musel otáčet zároveň s kolem, aby nespádl řetěz, řemen. Problematika řešení napínání řetězu, řemenu

Tabulka 10 - Vlastnosti varianty číslo 3

Co se týče verze pohonu, umístěním stejnosměrného motoru před nebo za osu poháněného kola, nejedná se, podle mě o špatnou variantu verze pohonu, ovšem problematika spojená s napínáním řetězu, řemenu, jeho bezproblémový dlouhodobý stav a větší rozměry pohonné jednotky jako celku, mě vedly k další úvaze jak pohon řešit ještě lépe a tím jsem se dostal až k mé finální variantě verze pohonu číslo 3, kterou jsem nakonec realizoval.

4.4 Varianta pohonu číslo 4



Obrázek 11 - Varianta pohonu číslo 4

Výhody pohonné jednotky:	Většina nakoupených prvků, které se používají pro cyklistické kolo a pro přestavbu cyklistického kola na elektrokolo. Natáčení nápravy přes krokový motor se šnekovou převodovkou.
Nevýhody pohonné jednotky:	Řešení bezpečnosti vozíku při výpadku proudu

Tabulka 11 - Vlastnosti varianty číslo 4

Při pokračování v mých úvahách a konzultacích s ostatními kantory, jak by mohlo řešení mé pohonné jednotky vypadat v praxi. Jsem se dostal k variantě řešení pohonu číslo 4, která by využívala kombinaci nakoupených prvků k úpravě obyčejného jízdního kola na elektro kolo. A kombinací mnou vytvořeného nosného rámu, který by tuto jednotku správně přichytil, k původnímu rámu ručního vozíku.

Kritéria volby pohonné jednotky

Po vyhodnocení všech výhod a nevýhod jednotlivých variant, jsem se rozhodl pro volbu varianty číslo 4. a její detailní vypracování. Tato varianta pohonu mě skutečně zaujala nejvíce, jelikož jsem si její řešení dokázal velice dobře představit. Velikou výhodou je, že samotné jízdní kolo a prvky v něm a zároveň v mém vozíku, byly dimenzovány na

K natáčení nápravy bych zůstal u původní varianty, kterou běžně využívají i jiné pohonné jednotky a to je natáčení pomocí krokového motoru s převodovkou.

5.1 Vybraná varianta pohonu - Nakoupené díly



Sada pro přestavbu z obyčejného jízdního kola na elektrokolo je dnes velice oblíbenou variantou úpravy obyčejného kola na elektro kolo. [12]

Baterie pro tyto pohony jsou v rozmezí od 36 nebo 48V, výkony motorů v rozmezí 250 – 1000W. Dále se k pohonné jednotce dodávají rychlo nabíječky (5V), LCD displej s ovládáním, programovatelná řídicí jednotka pohonu, brzdové páčky s odpojovačem pohonu, otočný akceleračtor, dostatečně dlouhé kabelové svazky a případně pedálový asistent pohonu. Motory se dají vplest do ráfků v rozmezí 20 – 28 palců.

Výběr vhodné pohonné sady

5.1.1- EVBIKE sada 750W, 16,5 Ah [12]



Obrázek 14 - EVBIKE 750W

Výkon	750W
Kapacita Baterie	16,5Ah
Výhody	Uzamykatelná baterie, vyjímatelná, vodotěsná
Cena jednotky	23 969 Kč

Tabulka 12 – Vlastnosti jednotky EVBIKE 750W

5.1.2 - EVBIKE sada 500W, 13Ah [12]



Obrázek 15 - EVBIKE 500W

Výkon	500W
Kapacita Baterie	13Ah
Nevýhody	Baterie není vodotěsná, není vyjímatelná a není uzamykatelná
Cena jednotky	16 901 Kč

Tabulka 13 – Vlastnosti jednotky EVBIKE 500W

Pro můj účel stačí levnější, slabší varianta pohonu (Výpočty pohonu kapitola 7.). Dále, moje pohonná jednotka musí být dálkově ovládaná. To tedy znamená, že pohon musí být místo ručního ovládání upravený na dálkové, to samé se týká systému brzd a regulace rychlosti pohonné jednotky, která je původně nastavená na rychlost až 25 km/h. Což by bylo pro účel mého vozíku, zbytečně rychlý pohon. Toto by měla řešit regulace, pomocí řídící jednotky.

Volba pláště na ráfek pohonné jednotky [12]

Jelikož návrh mého vozíku s pohonnou jednotkou byl koncipován pro všechny možné povrchy vozovky, bylo ideální použít plášť, který se používá na horská kola.

Pláště na horská kola se používají v rozměrech 26 - 29 palců, šířky pláště v rozměrech 1,75 - 2,4 palce. U šířky pláště většinou platí, že čím širší plášť, tím náročnější zvládne terén a čím užší je plášť, tím je lehčí a rychlejší na vozovce. Vzorek na pláštích na horská kola bývá v několika variantách, které vesměs používají v různých obměnách všichni výrobci. Do různého terénu (do bláta, na kameny, do písku atd.) jsou pak různá rozmístnění a četnosti výstupku.

V mém případě jsem zvolil plášť v rozměrech ráfku – 26 palců a šířkou pláště 2,4 palců, který lze zakoupit v téměř každé prodejně cykloprvků.

Volba odpružené vidlice, pro usazení pohonné sady [13]

Pro můj pohon jsem chtěl využít volbu odpružené vidlice, které mají velkou výhodu v tlumení rázu a tím prodloužené životnosti ostatních navržených a použitých prvků jak pohonné jednotky, tak samotného vozíku.

Vidlic na usazení kola je na trhu dostatek, v rozmezí cen od jednotek tisíc Kč, až po desítky tisíc Kč. V mém případě, jsem se rozhodoval na základě přijatelných vlastností vidlice, ve srovnání s jejich pořizovací cenou.

5.1.3 Odpružená vidlice TALA – F36-26 [13]



Systém pružení	Vzduch
Systém tlumení	Olejová patrona LC2
Zdvih	130 – 160 mm
Materiál	Hliník
Uchycení kotouče	Ano
Cena	24 000 – 35 000 Kč

Tabulka 14 – Vlastnosti vidlice TALA

Obrázek 16 - Vidlice TALA F36-26

5.1.4 Odpružená vidlice SUNTOUR – XCTV V4 [13]



Systém pružení	Ocelová pružina
Systém tlumení	Regulace předpětí
Zdvih	80 mm
Hmotnost	2,5 Kg
Uchycení ráfku	26 – 28 ′′
Uchycení kotouče	Ano
Cena	1500 Kč

Tabulka 15 – Vlastnosti vidlice SUNTOUR

Obrázek 17 - Vidlice SUNTOUR XCTV V4

Volba lineárního aktuátoru:

Jelikož moje varianta vozíku je dálkově ovládaná, musí být řešena i funkce brzd elektronicky. Místo typické mechanické funkce brzdových páček na řídítkách obyčejného kola. Tuto funkci jsem se rozhodl realizovat pomocí vhodně zvoleného lineárního aktuátoru. I když z mého pohledu by šla funkce brzd řešit i magnetickým spínačem u kterého ovšem, na rozdíl od lineárního aktuátoru, nemám možnost regulace výsuvu.

Lineární aktuátor jsem si volil z internetového obchodu demotory.cz a opět jsem se rozhodoval na základě přijatelné ceny, vzhledem k vlastnostem.

5.1.5 Lineární aktuátor I [14]



Zdvih	102 – 610 mm
Síla	2500 - 7000 N
Napětí	12 – 36 V
Systém	Kuličkový šroub
Stupeň krytí	IP 65
Převodový poměr	5:1 – 40:1
Plynulý provoz	2 min
Cena	8 890 Kč

Tabulka 16 – Vlastnosti lineárního aktuátoru I

Obrázek 18 - Lineární aktuátor I

5.1.6 Lineární aktuátor II [14]



Zdvih	50 - 300 mm
Síla	150 - 1000 N
Napětí	12 – 36 V
Systém	Trapézový šroub
Stupeň krytí	IP 65
Převodový poměr	5:1 – 40:1
Plynulý provoz	1 min
Cena	1990 Kč

Tabulka 17 – Vlastnosti lineárního aktuátoru II

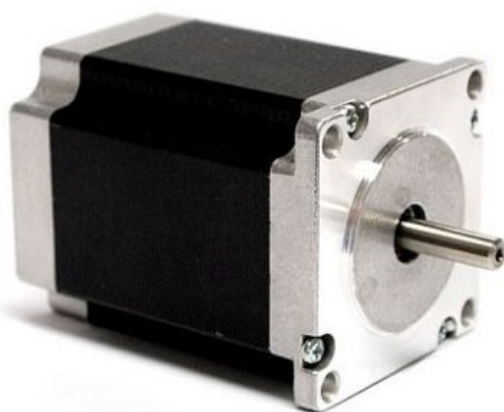
Obrázek 19 - Lineární aktuátor II

Volba krokového motoru s pravoúhlou převodovkou a řízením:

Krokový elektromotor s řízením pohybu a pravoúhlou převodovkou volím jako z mého pohledu, vhodnou variantu natáčení pohonné jednotky, místo funkce řídítek u jízdního kola. Krokový motor volím po dohodě s vedoucím práce jako dostatečný. Výpočet u tohoto typu pohonu, k natáčení nápravy, není zatím k dispozici a provádí se spíše formou testování.

Součástí šnekové převodovky, od které sestavu volím (firma Festo), je i potřebná hřídel pro přenos krouticího momentu.

5.1.7 Krokový motor NEMA 23- HS 200 – Raveo [15]



Rozměry	57,2x57,2x78,5 mm
Krouticí moment	1,6 Nm
Proud fází	2,1 A
Krok	1,8°
Hmotnost	1 kg
Příslušenství	Brzda, enkodér
Převodovka	Planetová
Cena	1118 Kč

Tabulka 18 – Vlastnosti krokového motoru

Obrázek 20 - Krokový motor NEMA 23

5.1.8 Šneková převodovka CM 026 – Raveo [15]



Převod	5 - 60 mm
Mazivo	S viskozitou 320
Provedení	Bezúdržbové
Účinnost	Vysoká
Životnost	Vysoká
Materiál	Hliník
Výstupní hřídel	Součástí
Cena	2542 Kč

Tabulka 19 – Vlastnosti šnekové převodovky

Obrázek 21 - Šneková převodovka CM 026

5.1.9 Řídící jednotka MB450-C – Raveo [15]



Ovládání	Pro 2 – fázové krokové motory
Metoda řízení	Pomocí 1 nebo 2 – pulzní metody řízení
Nastavení	Redukce vibrací indukčností motoru
Pro typy	NEMA 8 – 23
Modulace	PWM
Možnost ovládání	Elektro magnetické brzdy
Cena	3345 Kč

Tabulka 20 – Vlastnosti řídící jednotky MB450

Obrázek 22 - Řídící jednotka MB450-C

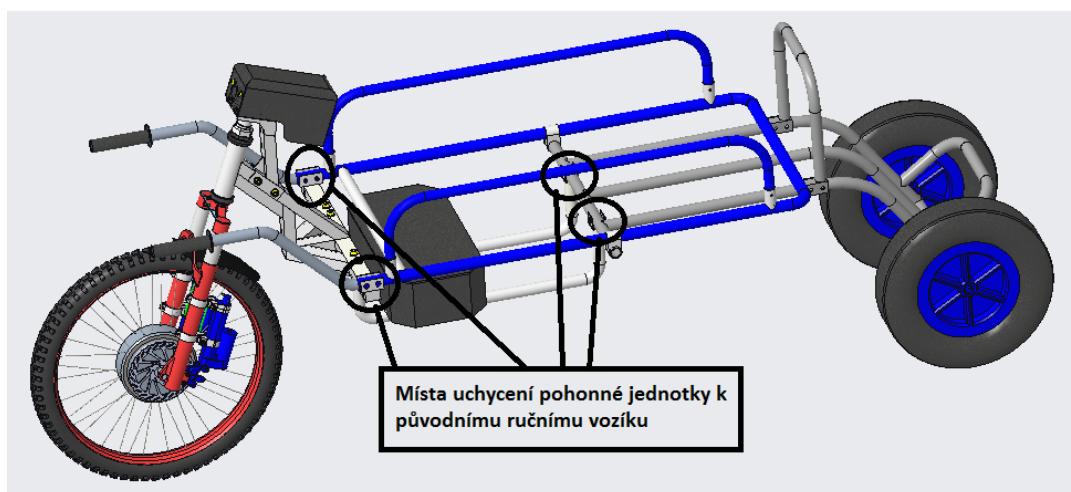
6. Zvolená varianta pohonu – konstrukční provedení

Pohonnou jednotku připojuji k tomuto na trhu zakoupenému ručnímu vozíku, konstruovaném pro přepravu rybářského vybavení. Proto otevřené prostory rámu vozíku.

6.1 Řešení nosného rámu a jeho uchycení



Obrázek 23 – Původní ruční vozík

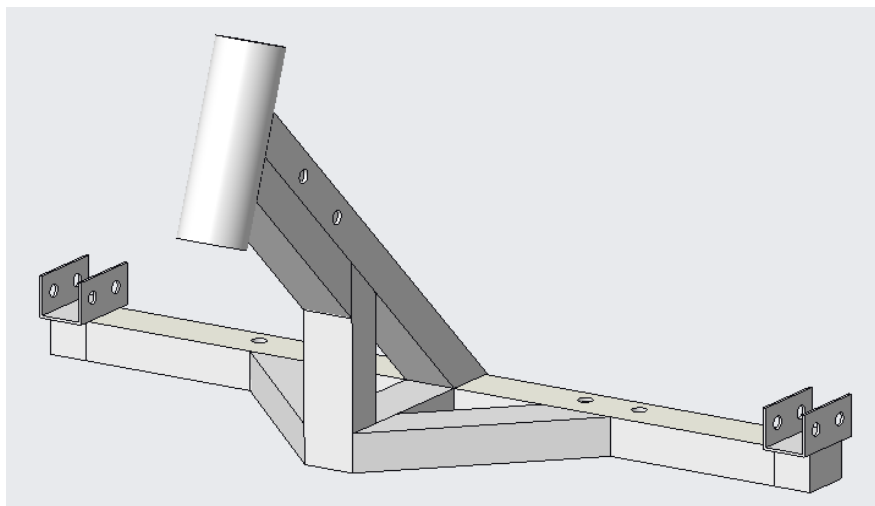


Obrázek 24 - Místa uchycení jednotky k rámu vozíku

Na tomto obrázku jsou znázorněna místa, kde je pohonná jednotka uchycená na rám původního vozíku. Pohonná jednotka je připevněná pomocí čepů, které mají lepší vlastnosti ve střihu nežli šrouby a čepy jsou pojištěny pojistnými kroužky, čímž je zaručena i velice snadná opětovná demontáž jednotky a tím návrat k původnímu ručnímu vozíku, podle potřeby obsluhy (Výpočet čepů kapitola 7.).

Hlavní nosnou část pohonné jednotky tvoří tento svařovaný rám, jehož většina je tvořena profilem obdélníkového průřezu 40x30 mm a síle stěny 3mm. V horní části rámu je přivařená trubka o průměru 50 mm, síle stěny 3 mm a délce 150 mm.

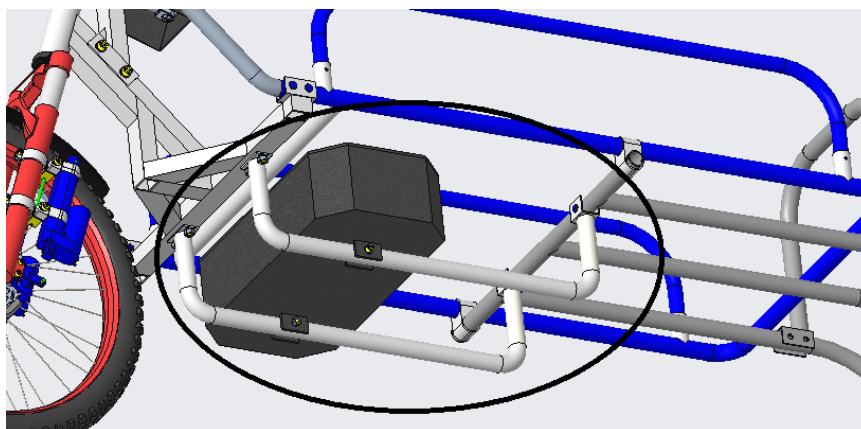
Po bocích jsou vytvořeny U – profily o rozměrech 34 x 32 mm a síle stěny 2 mm, které slouží k uchycení svařovaného rámu k původnímu ručnímu vozíku.



Obrázek 25 - Hlavní nosný rám

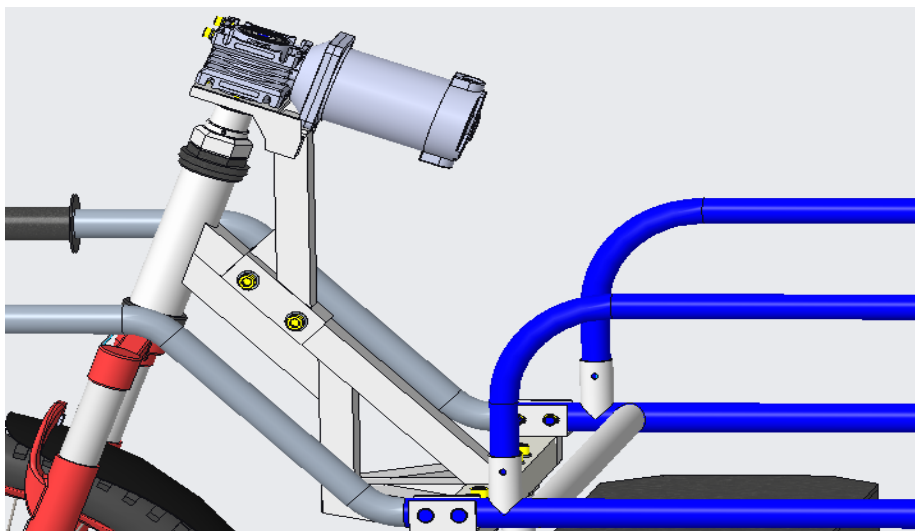
Další neméně důležitou součástí nosné konstrukce rámu jsou ohýbané trubky, o průměru 30 mm, které jsou umístěny zespodu a pomáhají zajišťovat stabilitu pohonné jednotky, vůči původnímu rámu vozíku. Chyceny jsou v levé části obrázku, na svařovaný rám zmíněný výše, pomocí šroubů M10 a v pravé části fixovány pomocí čepů, zajištěných jistícím kroužek.

Na této části rámu je rovněž uchycen vodotěsný box, v němž se nachází baterie pohonů a řídicí jednotky motorů.

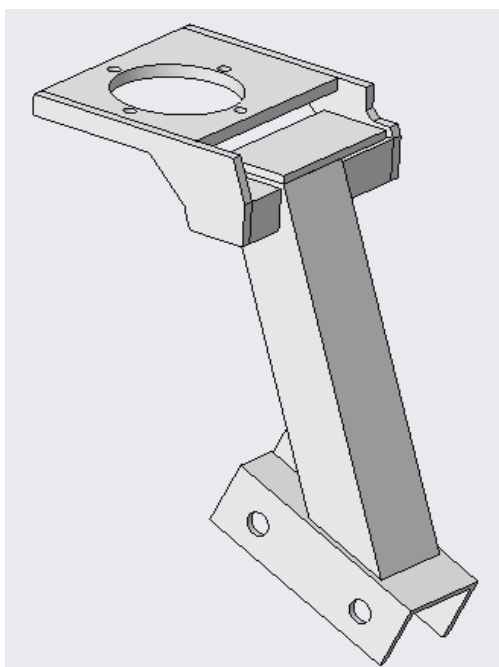


Obrázek 26 - Ohýbaná část nosného rámu

Dalším nosným prvkem rámu, na kterém je připevněna pohonná jednotka pro natáčení vidlice tvoří svařený díl. Jehož hlavním nosným prvkem je opět profil o rozměrech 40x30 mm a síle stěny 3mm, dále U – profil, chycený na hlavní nosný rám pomocí šroubů M10. A horní částí svařovaného rámu, který tvoří plotna o tloušťce 6 mm, na které je chycená pravoúhlá převodovka s krokovým motorem, pomocí 4 šroubů M5.

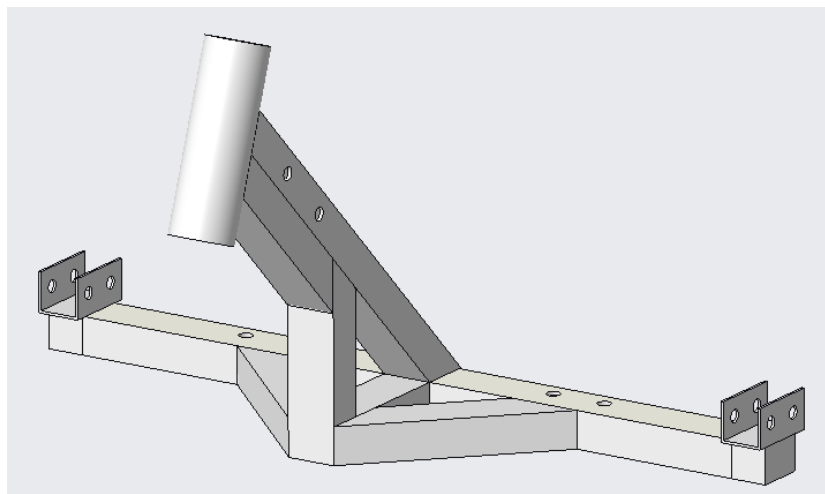


Obrázek 27 - Nosná část rámu krokového motoru s převodovkou



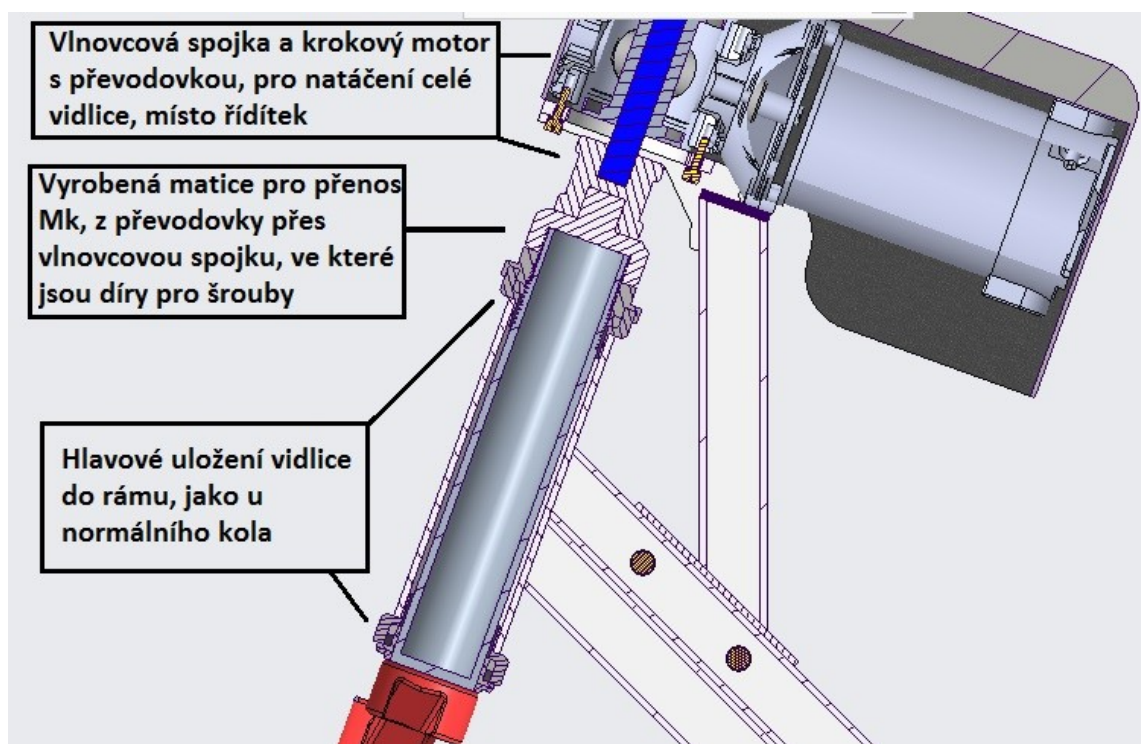
Obrázek 28 - Svařovaný nosný rám pohonu natáčení

6.2 Řešení hlavového uložení vidlice a pohonné jednotky v rámu



Obrázek 29 - Uložení vidlice v rámu

V hlavní části rámu, je v kruhovém profilu vytvořeno hlavové uložení jako u standardního horského kola, které slouží k uchycení odpružené vidlice a k natáčení celé nápravy, pomocí krokového elektromotoru se šnekovou převodovkou



Obrázek 30 - Hlavové uložení vidlice a pohonu

Úhel hlavového uložení jsem dodržel jako u standardního horského kola, což je 70°. Takže při mém uvažovaném maximálním zatížení vozíku, které je 100 kg je zaručena

životnost a dostatečná únosnost ložisek a zbylých komponentů, jelikož i horské kolo je dimenzováno na zatížení přesahující 100 kg.

Hlavové uložení lze zakoupit v každém cyklistickém obchodě v podstatě za pár korun. Je důležité dbát na správné dotažení první matice, která zajišťuje dostatečnou tuhost spoje a vymezí vůle v hlavovém uložení. Toto utažení je naprosto klíčové pro správný provoz a pro dostatečnou životnost.



Obrázek 31 - Prvky hlavového uložení a jeho montáž do rámu kola

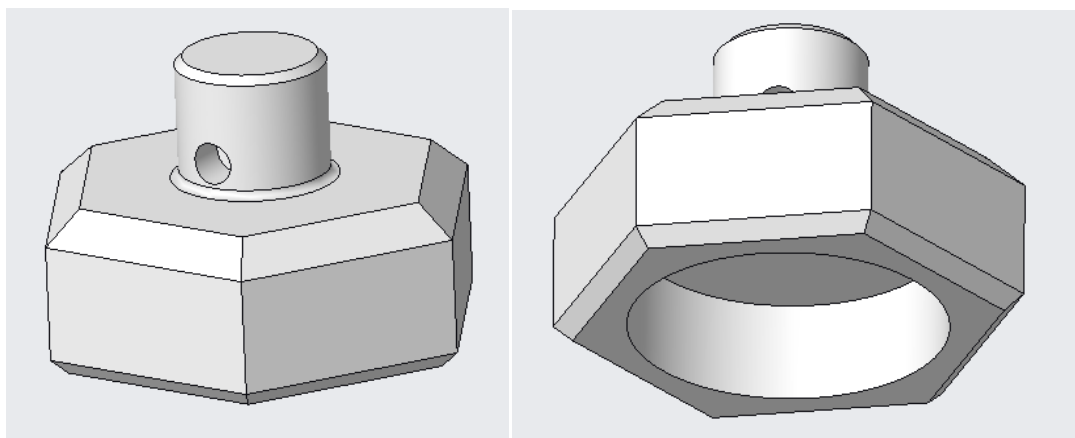
Hlavové uložení se utahuje samostatně, správným utahovacím momentem.



Obrázek 32 - Funkce horní utahovací matice

Funkci horní matice, pomocí které se fixují řídítka ke zbylé části vidlice, v mém případě nahrazuje speciálně vyrobená matice, která slouží k natáčení pohonné jednotky.

Matice s vnitřním závitem M42.



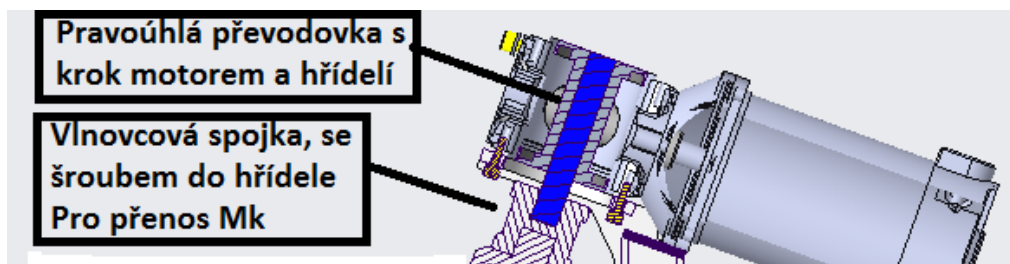
Obrázek 33 - Vyrobená matice s hřídelem

Tato matice má vnitřní závit, který se šroubuje na zbylou část vyčnívající vidlice a slouží k přenosu krouticího momentu, z pravoúhlé převodovky přes pružnou vlnovcem tvořenou spojku.

Mnou vyrobená matice nahrazuje horní matici v zakoupeném uložení. Přenos krouticího momentu praktikuju přes vlnovcovou spojku[15]



Obrázek 34 - Místo nahrazení původní matice uložení a vlnovcová spojka



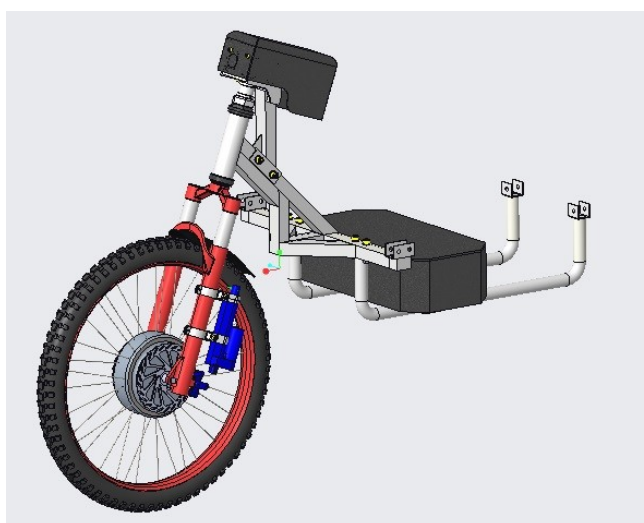
Obrázek 35 - Umístění vlnovcové spojky a propojení se šnekovou převodovkou

Do vlnovce tedy z vrchu vstupuje hřídel, která přenáší krouticí moment přes pravoúhlou převodovku z krokového motoru. Vybraný krokový motor a převodovku, jsem uvedl v předchozí kapitole (Nakupované díly) k pohonné jednotce. To samé platí pro hřídel, kterou dodává přímo výrobce.



Obrázek 36 - Šneková převodovka s hřídelem dodávaným výrobcem

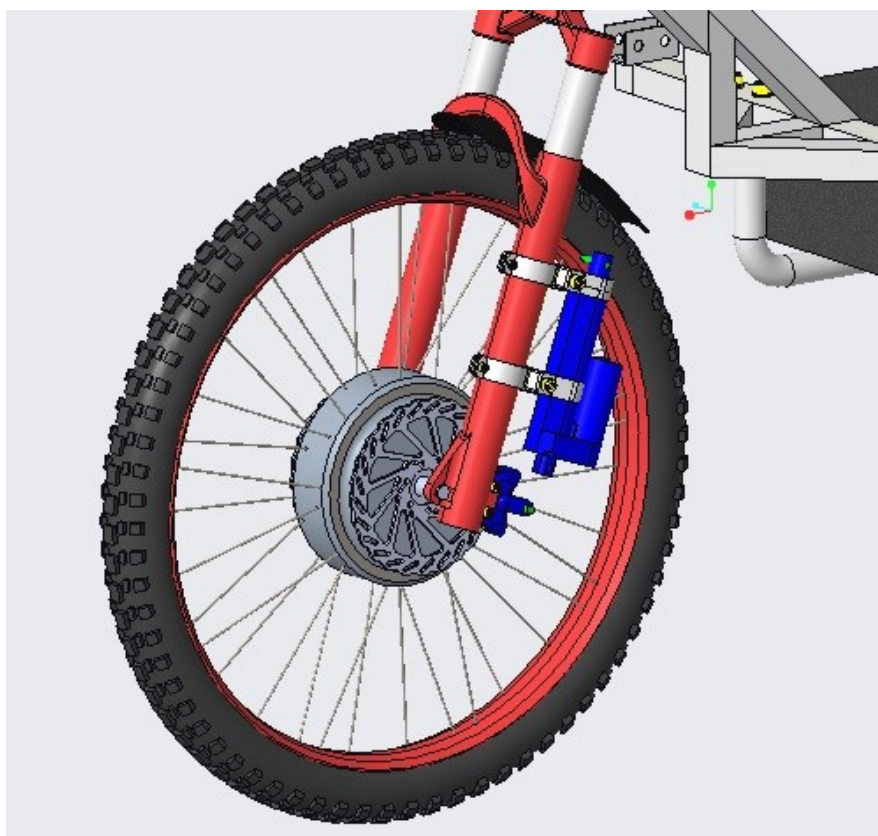
Krokový motor s převodovkou jsem zakrytoval, abych zabránil vniknutí vody. To samé platí i pro ostatní elektrické komponenty, které jsou uloženy v těsném plastovém boxu, umístěném za hlavním nosným rámem konstrukce pohonné jednotky.



Obrázek 37 - Kryty motoru, převodovky, baterie a zbylých řídících komponentů

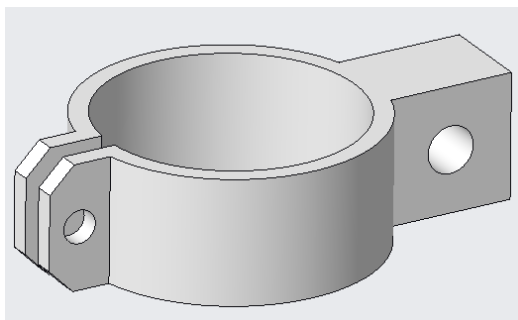
6.3 Řešení brzdícího systému pohonné jednotky

Do hlavového uložení vkládám a fixuju zakoupenou odpruženou vidlici s ráfkem kola, který má zabudovaný středový pohon, viz kapitola předcházející. Jelikož se pohonná jednotka ovládá dálkově, elektronicky. Musel jsem vymyslet systém brzdění, který by nahrazoval typickou funkci brzdících páček, které mívá normální cyklistické kolo. Pro tuto funkci jsem zvolil lineární aktuátor, který je podle mého mínění lepší volbou, než kupříkladu magnetický spínač, jelikož lze redukovat délku jeho výsuvu. Jedinou nevýhodou tohoto řešení je bezpečnost provozu, jelikož při výpadku proudu, zůstane lineární aktuátor fixovaný v momentální poloze a nezajistí tedy zabrzdění kotouče na ráfku kola a tím stabilitu vozíku. Je nutno s tím tedy počítat a držet si od vozíku dostatečný odstup.



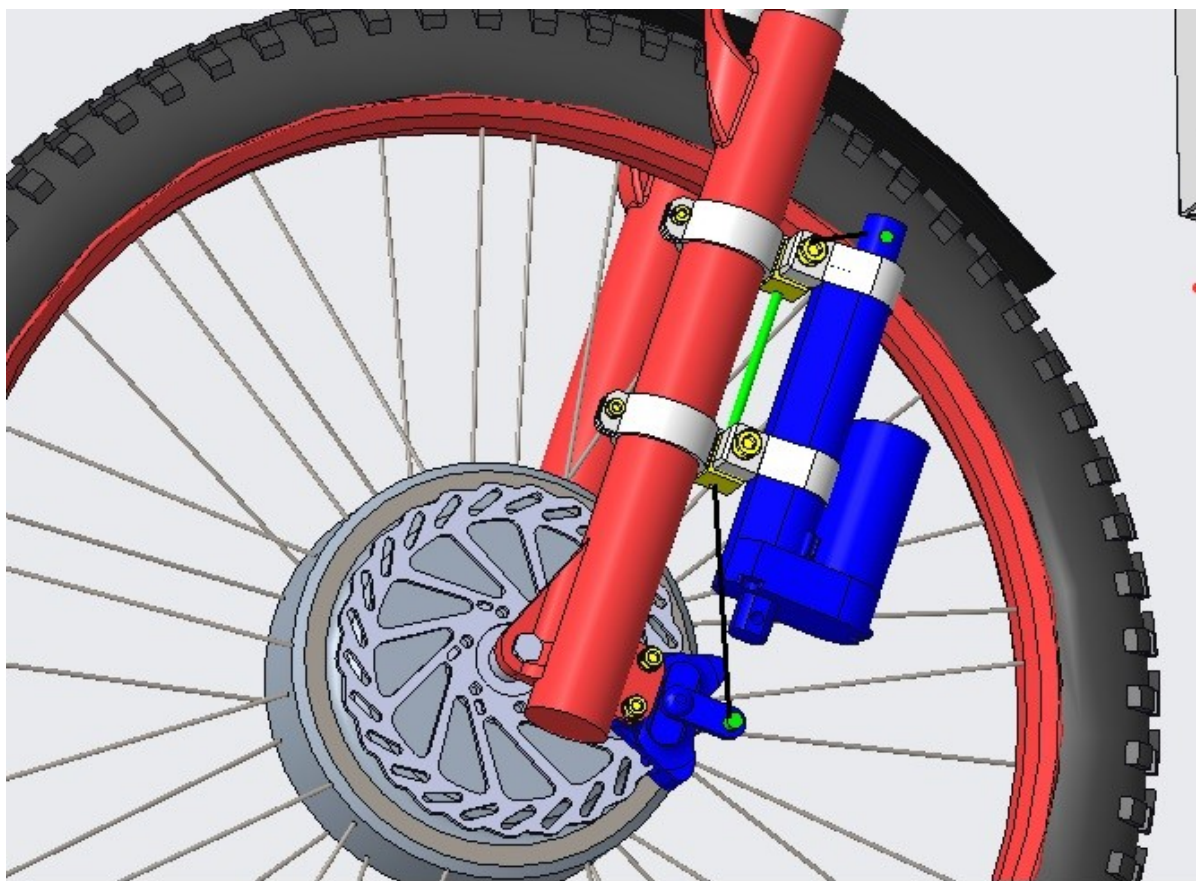
Obrázek 38 - Uchycení lineárního aktuátoru k vidlici

Lineární aktuátor chytám přímo na vidlici, pomocí svěrného spoje se šrouby.



Obrázek 39 - Úchopy lineárního aktuátoru

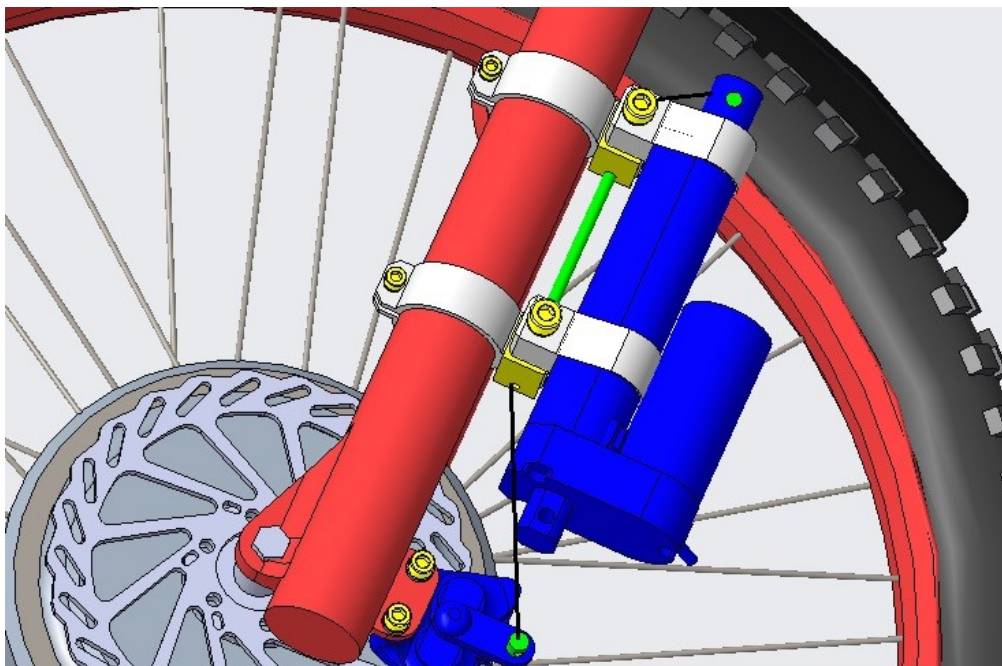
Tento vytvořený komponent slouží k uchycení aktuátoru na vidlici kola. Má v obou dírách vytvořeny závity pro připevnění a chycení aktuátoru, levá část obrázku. Na pravé části obrázku, je úchyt těla aktuátoru, který prodává přímo výrobce těchto prvků.



Obrázek 40 - Detail uchycení aktuátoru a lanka

Detailní pohled na uchycení lineárního aktuátoru na vidlici, brzdového kotouče na ráfku kola, brzdíče a brzdového lanka.

Pevná část lanka (lidově bovden) je umístěn, mezi upevněním lineárního aktuátoru na vidlici kola, zelená barva.



Obrázek 41 - Detail umístění brzdového lanka

Z tohoto pohledu jde vidět brzdící systém lépe. Pevná část lanka (zeleně) je uchycená mezi úchopy lineárního aktuátoru na vidlici. Pohyblivá část lanka (černě) se s vysouvajícím se aktuátorem pohybuje a vytváří brzdící efekt, přes brzdíč pevně uchycený na spodní části vidlice.



Obrázek 42 - Detail umístění brzdového lanka II

Takto vypadá samotný brzdič na obyčejném ráfku kola. Brzdič má v sobě pružinu, pro návrat do původní polohy a tím zajišťuje opětovné roztažení brzdových destiček od kotouče. Kdybych měl řešit bezpečnost zajištění polohy vozíku při výpadku proudu, musel bych vyvinout sílu, jenž tuto pružinu překonává, ale tím bych mohl zároveň brzdě poměrně škodit a zkrátit tím její životnost.



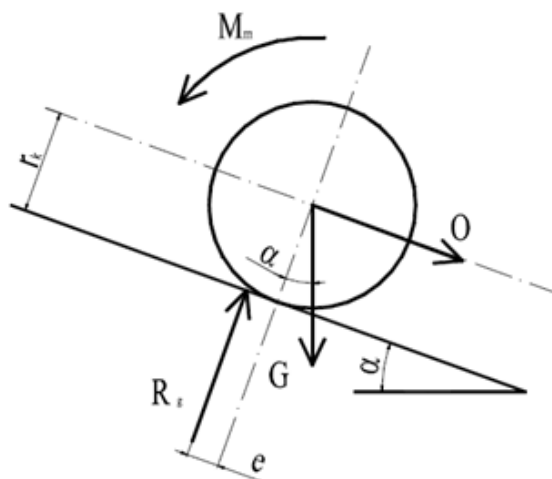
Obrázek 43 - Uchycení brzdiče a lanka na jízdním kole

7. Návrhové a konstrukční výpočty^[17]

Hmotnost dvoukolového vozíku:	21kg – ocelový rám
Hmotnost přípojně jednotky + baterie:	33kg
Maximální nosnost rámu:	100kg
Maximální stoupání svahu:	15°
Pohon baterie:	36V
Řízení:	bezdrátové

7.1 Výpočet potřebného výkonu pohonné jednotky^[17]

Velikost průměru kola (disk a pneumatika) volím 26 palců, plus výška pneumatiky = 700 mm



Obrázek 44 - Působení sil a momentů na kolo pohonu

Vycházím z momentové podmínky, ze které vyplýne obecný vztah pro potřebný hnací moment pohonu na motoru:

$$\sum M = 0$$

$$\Rightarrow Mm = Rg * e + O * rk \quad (1)$$

Rg – reakce terénu vozovky

e – vzdálenost uvedená na obr

O – součet jízdních odporů působících proti směru jízdy, krom valivého odporu, který je zahrnut v první části rovnice

Vzorec pro výpočet potřebné hnací síly:

$$F_k = \frac{Mm}{r_k} \quad (2)$$

Hnací síla musí překonávat jízdní odpor kola (O_f), zrychlení (O_z) a stoupání (O_s)
 r_k – poloměr kola

$$F_k = O_f + O_s + O_z \quad (3)$$

$$M_f = O_f * r_k = R_g * e \quad (4)$$

$$O_f = R_g * \frac{e}{r_k} = R_g * f_k \quad (5)$$

V přední části stopy měrné tlaky větší, proto výslednice sil ve stopě pneumatiky (radiální reakce R_g) předsunuta před svislou osu kola (e).

Reakce vozovky R_g = zatížení kola. Z toho vzniká silová dvojice (moment), působící proti otáčení kola. Z toho vyplývá valivý odpor kola.

Součinitel valivého odporu f_k závisí na povrchu, viz tabulka.

Povrch	f_k	Povrch	f_k
Asfalt	0,01 – 0,02	Travnatý terén	0,08 – 0,15
Beton	0,015 – 0,025	Hluboký písek	0,15 – 0,30
Dlažba	0,02 – 0,03	Čerstvý sníh	0,20 – 0,30
Polní cesta	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025

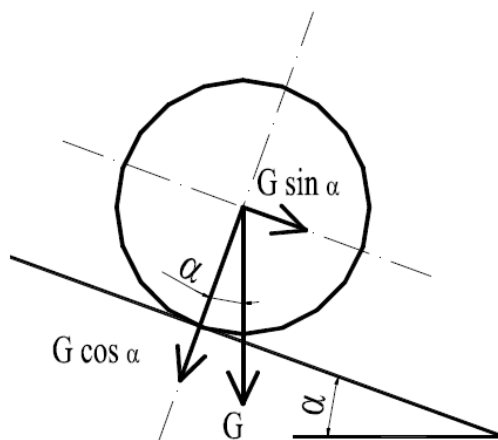
Tabulka 21 - Součinitelé odporů povrchu vozovky

Jelikož počítám pro můj poháněný vozík s nejhorší možnou variantou povrchu, po které se bude vozík pohybovat (požadavkový list). Volím hodnotu $f_k = 0,3$

$$O_s = G * \sin(\alpha) \quad (6)$$

Odpor stoupání určen tíhou vozidla, rovnoběžnou s povrchem vozovky.

G – hmotnost



Obrázek 45 – Odpor stoupání

Při zrychlení vozidla působí proti směru zrychlení setrvačná síla, kterou nazýváme odporem zrychlení.

$$O_z = (m + \sum_{i=0}^n \frac{J_{ki}}{r_{ki}^2}) * a = O_{zp} + O_{zv} \quad (7)$$

Který se skládá z odporu zrychlení posuvné části a hmotnosti

$$O_{zp} = m * a \quad (8)$$

a z odporu zrychlení otáčejících se částí.

$$O_{zv} = \sum_{i=0}^n \frac{J_{ki}}{r_{ki}^2} * a \quad (9)$$

K překonání odporu rotačních částí je nutno přivést na hnací kolo moment

$$M_r = O_{zv} * r_k = M_{rm} + M_{rp} + M_{rk} \quad (10)$$

M_{rm} = moment na hnacích kolech vozidla, potřebný ke zrychlení rotujících částí motoru

M_{rp} = je moment nutný ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí

M_{rk} = moment pro zrychlení kol vozidla

$$M_{rm} = J_m * \alpha_m * i_c * \eta \quad (11)$$

J_m = hmotnostní moment setrvačností rotujících částí motoru

α_m = úhlové zrychlení rotujících částí motoru

$i_c = i_p \cdot i_r$ = je celkový převod mezi motorem a hnacími koly

i_p = převod převodovky

i_r = převod rozvodovky

η = je mechanická účinnost

$$M_{rp} = J_p * \alpha_p * i_r * \eta \quad (12)$$

A moment pro zrychlení kol vozidla

$$M_{rk} = \sum_{i=0}^n J_{ki} * \alpha_{ki} \quad (13)$$

Mezi úhlovým zrychlením hnacích kol α_k a úhlovým zrychlením motoru α_m platí

$$\alpha_k = \frac{\alpha_m}{i_c} = \frac{\alpha_m}{i_p * i_r} \quad (14)$$

a mezi úhlovým zrychlením spojovacího hřídele

$$\alpha_k = \frac{\alpha_p}{i_r} \quad (15)$$

Úhlové zrychlení můžeme vyjádřit v závislosti na podélném zrychlení

$$\alpha_k = \frac{a}{r_k} \quad (16)$$

Dosazením rovnice (11) až (16) do rovnice (10) dostaneme výraz

$$M_r = ((J_m * i_c^2 + J_p * i_r^2) * \eta + \sum_{i=0}^n J_{ki}) * \frac{a}{r_k} \quad (17)$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí je dán součtem O_{zp} podle rovnice (9) a O_{zr} z rovnice (11)

$$O_z = m * a + \frac{M_r}{r_k} = m * a + \frac{1}{r_k} * ((J_m * i_c^2 + J_p * i_r^2) * \eta + \sum_{i=0}^n J_{ki}) * \frac{a}{r_k} \quad (18)$$

Po úpravě:

$$O_z = \left(1 + \frac{(J_m * i_c^2 + J_p * i_r^2) * \eta + \sum_{i=0}^n J_{ki}}{m * r_k^2} \right) * m * a = \vartheta * m * a \quad (19)$$

kde ϑ je součinitel vlivu rotačních částí:

$$\vartheta = \left(1 + \frac{(J_m * i_c^2 + J_p * i_r^2) * \eta + \sum_{i=0}^n J_{ki}}{m * r_k^2} \right) \quad (20)$$

Pro tento konkrétní případ zvolíme hodnotu podle (Vlk2001C) $\vartheta = 1,5$

Výpočet potřebné hnací síly a hnacího momentu

Do základní rovnice hnací síly (3) dosadíme za O_f rovnici (5), za O_s rovnici (6) a za O_z vztah (19)

$$F_k = R_g * f_k + G * \sin(\alpha) + \vartheta * m * a \quad (21)$$

Při úvaze

$$F_k = G * \cos(\alpha) \quad (22)$$

Pak dostaneme vztah

$$F_k = f_k * G * \cos(\alpha) + G * \sin(\alpha) + \vartheta * m * a \quad (23)$$

Pro výpočet potřebného výkonu jsem použil nejkritičtější situaci, kdy potřebuju nejvíce výkonu a to je rozjezd do kopce. Zvolil jsem si zrychlení $(a) = 1 \frac{m}{s^2}$ a rychlost $(v) = 1,2 \frac{m}{s}$

součinitel tření vozovky - $f_k = 0,3$; zatížení jednoho kola vozíku - $m = 51 \text{ kg}$; maximální stoupání svahu, pro výpočet pohonu - $\alpha = 15^\circ$; $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$; součinitel - $\vartheta = 1,5$

$$G = m * g = 51 * 9,81 = 500,3 \text{ N}$$

dosadím do rovnice (23)

$$F_k = 500,3 * \cos(15) * 0,3 + 500,3 * \sin(15) + 1,5 * 51 * 1,2 = 351,5 \text{ N}$$

Určení výkonu bez ztrát

$$F_k = 351,5 \text{ N} ; v = 1,2 \frac{m}{s}$$

$$P_k = F_k * v_k = 351,5 * 1,2 = 421,8 \text{ W} - \text{Minimální potřebný výkon pohonu}$$

Určení potřebného hnacího momentu

$$r_k = 0,35 \text{ m} ; F_k = 351,5 \text{ N}$$

$$M_m = F_k * r_k = 351,5 * 0,35 = 123,03 \text{ Nm}$$

Výpočet otáček kola

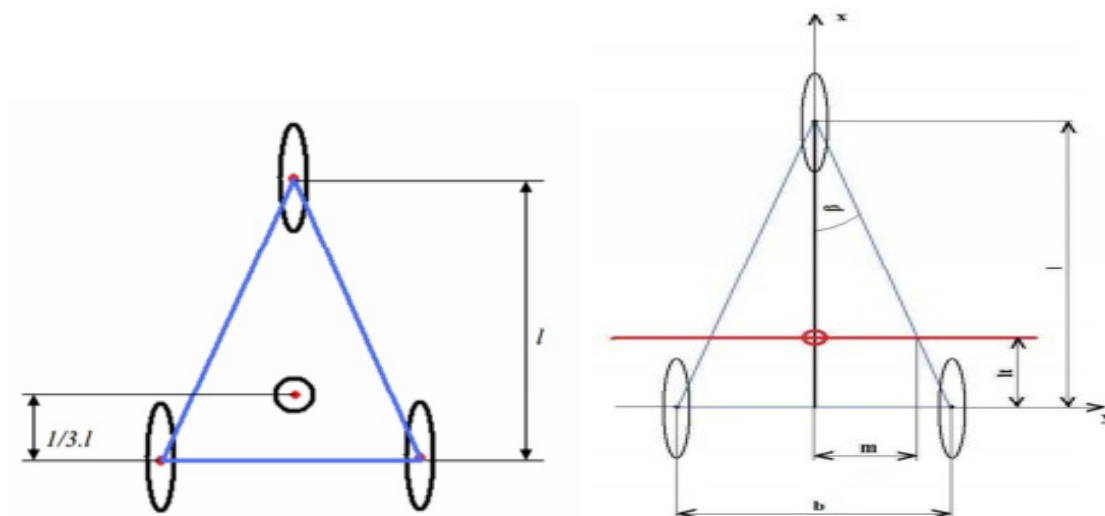
$$v_k = 1,2 \frac{m}{s} ; r_k = 0,35 \text{ m}$$

$$n = \frac{v_k * 60}{2\pi * r_k} = 32,73 \text{ min}^{-1}$$

Návrh výpočtu pohonu mě poskytl vedoucí mé ING. Aleš bakalářské práce - (Příklad návrhu pohonu, pro čtyřkolový podvozek). [17]

7.2 Výpočet stability třístopého vozíku s pohonnou jednotkou[16]

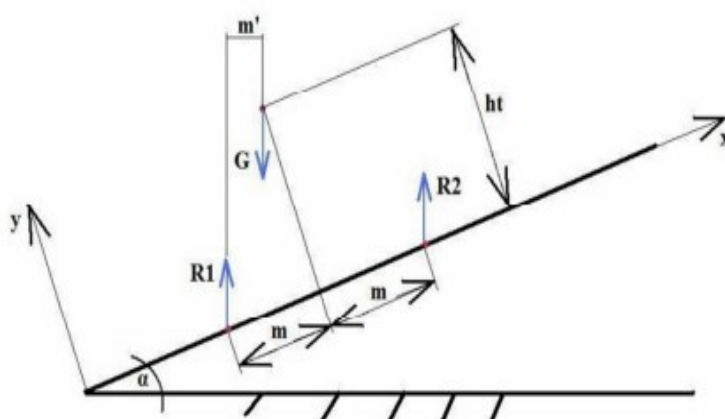
Vykývnutí na nerovnostech[16]



Obrázek 46 - Určení těžiště tříkolky

Určení velikosti ramene m pomocí podobnosti pravoúhlých trojúhelníků.

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{m}{l-lt} \quad (25), \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{\frac{b}{2}}{l} \quad (26), \quad \frac{m}{l-lt} = \frac{\frac{b}{2}}{l} \quad (27), \quad m = \frac{\frac{b}{2}}{l} * l - lt \quad (28)$$



Obrázek 47 – Síly působící v rovině, náležité těžišti

Z obrázku je zřejmé, že se stabilita mého třístopého vozíku snižuje, se zmenšováním se průmětné vzdálenosti ramene m' , mezi silou G a reakcí $R1$, při promítnutí na vodorovnou přímku. To ve výsledku znamená, že ve chvíli kdy se tato průmětná vzdálenost zmenší na nulu, dojde ke ztrátě stability a převrácení mého, třístopého vozíku.

Průmět ramene m mezi G a R1 vypočtu:

$$m' = m * \cos \alpha - ht * \sin \alpha \quad (29)$$

po dosazení dostanu, dostanu pro limitní náklon:

$$m' = \frac{b}{l} * (l - lt) * \cos \alpha - ht * \sin \alpha \quad (30)$$

Parametry mého vozíku s pohonnou jednotkou (obrázek 46, obrázek 47)

Při maximální uvažované výšce nákladu vozíku 600 mm, výška těžiště $ht = 840$ mm

$$l = 2050 \text{ mm}$$

$$b = 550 \text{ mm}$$

$$lt = 685 \text{ mm}$$

$$ht = 840 \text{ mm}$$

$$m = 183 \text{ mm} - \text{spočtena rovnice (28)}$$

Vypočtené hodnoty pro různé uhly stoupání:

.

Dosazení do rovnice (29 a 30) platí podmínka, že ($m' > 0$)

$$\alpha = 8^\circ - m' = m * \cos \alpha - ht * \sin \alpha = 64 \text{ mm}$$

$$\alpha = 10^\circ - m' = m * \cos \alpha - ht * \sin \alpha = 34 \text{ mm}$$

$$\alpha = 13^\circ - m' = m * \cos \alpha - ht * \sin \alpha = -10 \text{ mm}$$

Z výsledku vidím, že limitní úhel náklonu roviny, po které může limitně naložený vozík vodorovně jet, aniž by se převrátil, je 10° .

Odvození vzorců pro průjezd zatáčkou a jízdu na nerovnostech jsou zde odvozeny pouze schematicky, podle diplomové práce odkaz [16] v seznamu literatury.

Stabilita v zatáčce [16]

Na rozdíl od jízdního kola, které dovoluje a využívá naklonění řidiče a jízdního kola. A tím eliminuje působení odstředivých a tíhových sil v zatáčce, k odvrácení hrozby převrácení, vlivem působení odstředivých zrychlení a gravitačních zrychlení.

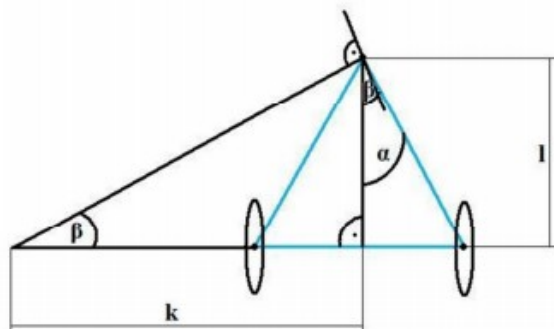
Třístopý pohonný vozík, je tedy v zatáčce chráněn proti překlopení, pouze společným působením tíhové síly nákladu, tíhové síly vozíku a ramene daného úsečkou mezi celkovým těžištěm vozíku a spojnicí dotkových bodů vnějšího zadního kola s vozovkou a předního kola s vozovkou promítnutou do vodorovné roviny. Tím vzniká moment navracející těžiště do původní pozice, přičemž proti němu působí moment síly dané hmotností vozíku a nákladu a normálovým zrychlením.

$$k = \frac{l}{\tan \beta} \quad (31)$$

počítám s maximálním možným natočením $\beta = 45^\circ$

délku ($l = 2050 \text{ mm}$) dosazuju v metrech

$$k = \frac{l}{\tan \beta} = \frac{2.05}{\tan 45^\circ} = 2,05 \text{ m}$$



Obrázek 48 - Určení poloměru oblouku otáčení

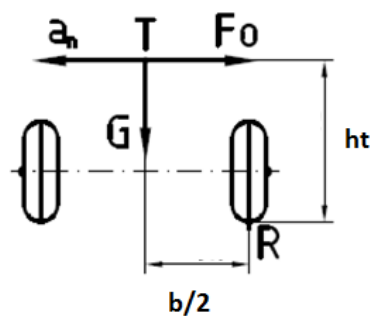
Maximální natočení předního kola vozíku o zvolený úhel β , tím se tříkolka otáčí v oblouku o poloměru k .

$$G = m * g \quad (32)$$

$$G = 153 * 9,81 = 1500 \text{ N}$$

Při maximálním možném nákladu ložné plochy vozíku (600 mm do výšky), při rovnoměrném rozmístění váhy do šířky.

vychází $h_t = 840 \text{ mm}$, $b/2 = 275 \text{ mm}$



Obrázek 49 - Rozložení sil v průřezu obloukem

$$Fo = \frac{m \cdot v^2}{k} \quad (33)$$

m – celková hmotnost v těžišti vozíku, včetně maximálního nákladu (153 kg)

v – tečná rychlost (m/s)

k – poloměr oblouku (m)

Stanovuju podmínku

$$G \cdot b/2 > Fo \cdot ht \quad (34)$$

Při rychlosti $v = 2$ m/s vychází Fo

$$Fo = \frac{m \cdot v^2}{k} = \frac{153 \cdot 2^2}{2,05} = 306 \text{ N}$$

Dosadím do rovnice podmínky (34)

$$G \cdot b/2 > Fo \cdot ht$$

$$1500 \cdot 275 > 306 \cdot 840$$

$$412500 \text{ Nmm} > 252\,000 \text{ Nmm}$$

Při rychlosti $v = 3$ m/s vychází Fo

$$Fo = \frac{m \cdot v^2}{k} = \frac{153 \cdot 3^2}{2,05} = 675 \text{ N}$$

Dosadím do rovnice podmínky (34)

$$G \cdot b/2 > Fo \cdot ht$$

$$1500 \cdot 275 > 675 \cdot 840$$

$$412500 < 567\,000$$

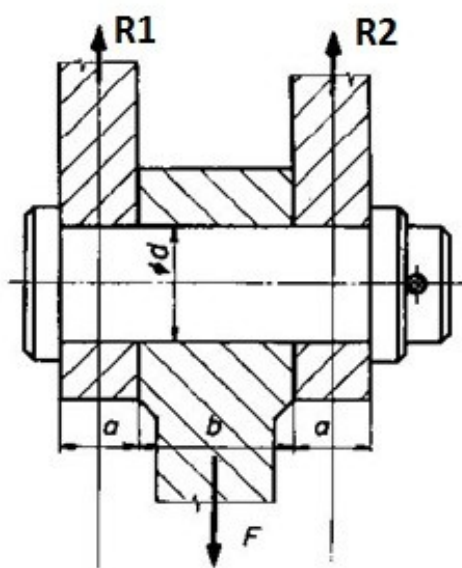
Z výsledku je patrné, že podmínka nevychází. To tedy znamená, že i mého vozíku, při maximálním možném naložení, do výšky 600mm od začátku ložné plochy, lze

s vozíkem jet maximální rychlostí 2 m/s, při maximálním možné otočení pohonné jednotky, což je zvolených 45°.

Odvození vzorců pro průjezd zatáčkou a jízdu na nerovnostech jsou zde odvozeny pouze schematicky, podle diplomové práce odkaz [16] v seznamu literatury.

7.3 Výpočet kontroly čepů[1]

Čep není nalisován, proto stačí pouze kontrola na ohyb a otláčení.



Obrázek 49 - Síly působící na čep

Kontrola čepu na ohyb

Maximální ohybový moment vzniká působením síly F na rameni c

$$c = \frac{a}{2} + \frac{b}{4} \quad (35)$$

$F = 1000 \text{ N} / \text{počet čepů (6)} = 167 \text{ N}$

$a = 2 \text{ mm}$

$b = 6 \text{ mm}$ (trubka průměr 30, síla stěny 3 mm, stěny jsou 2, takže $3 \times 2 = 6 \text{ mm}$)

$$c = \frac{2}{2} + \frac{6}{4} = 2.5 \text{ mm}$$

Kvůli vysokému otěru, volím kalenou ocel se $\sigma_{DOV} = 150 \text{ MPa}$

$$\sigma_O = \frac{M_{OMAX}}{W_O} \leq \sigma_{DOV} \quad (36)$$

$$\frac{\frac{F * c}{\frac{\pi * d^3}{32}}}{32} \leq \sigma_{DOV} \quad (37)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 * F * c}{\pi * \sigma_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 * 167 * 2.5}{\pi * 150}} = 3,05 \text{ mm}$$

Kontrola čepu na otlačení - volím slinutý bronz

$P_{DOV} = 90 \text{ MPa}$

$a = 2 \text{ mm}$

$F = 167 \text{ N}$

$$\frac{F}{2 * a * d} \leq p_{DOV} \quad (38)$$

$$d \geq \frac{F}{2 * a * p_{DOV}} = \frac{167}{2 * 2 * 90} = 0,46 \text{ mm}$$

Mnou zvolené čepy mají průměr $d = 10 \text{ mm}$. Tedy obě podmínky jsou splněny.

8. Závěr

Navrhnul jsem pohonnou jednotku pro ruční transportní vozík. Konstrukci jednotky jsem připevnil pomocí nosného ocelového rámu a čepů k původnímu vozíku. Dále jsem volil vhodnou odpruženou vidlici, pro uchycení pohonu a vhodné uložení vidlice do nosného rámu. Včetně zajištění funkce jejího otáčení pomocí dalšího pohonu a k tomu sloužících prvků. Rovněž jsem musel navrhnout řešení brzdění celé soustavy. Vozík jsem zkontroloval pro jízdu přes nakloněnou rovinu a stanovil maximální možnou rychlost celé pohonné jednotky s vozíkem, omezením maximální výšky těžiště při maximálním požadovaném natáčení. Dále jsem provedl kontrolu čepů použitých pro uchycení pohonné jednotky. Pro jízdu na všech typech vozovky, jsem volil širší vzorek pneumatiky. Pohonnou jednotku bych opatřil příručkou ke správnému používání.

9. Použité zdroje

Knihy a doporučená odborná literatura:

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2007, ISBN 978-80 248-1290-8
- [3] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, 1997. ČSN, 01 6910
- [4] ČSN ISO 690-2(01 0197) Informace a dokumentace – Bibliografické citace. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [5] NOVÁK, Petr. Mobilní roboty: pohony, senzory, řízení. Praha: BEN – technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-141-1.
- [6] KÁRNÍK, Ladislav. Servisní roboty. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2004. ISBN 80-248-0626-6
- [7] DRASTÍK, František. Technické kreslení I.: pravidla tvorby výkresů ve strojírenství. 2. vyd. Ostrava: Montanex, 2005. Stříbrná technická řada. ISBN 80-7225-195-3.

Internet:

- [8] Vozíky Zallys. *Elektrické vozíky Zallys* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.teplomart.cz/elektricke-voziky-a-tahace-zallys.html#>.
- [9] Vozíky Comau. *Elektrické vozíky Comau* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.regulacni-pohony.cz/inpage/roboticky-vozik-agile-1500>.
- [10] Ruční vozíky. *Ruční vozíky* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.ekovovyroba.cz/rucni-dvoukolove-voziky/>
- [11] Rybářský vozík. *Rybářský vozík* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.narybolov.cz/rybarske-voziky/prepravni-vozik-dvoukolovy/>
- [12] EVBIKE. *EVBIKE* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.evbike.cz/prime-pohony-kompletni-sady>

- [13] Vidlice na kolo. *Vidlice na kolo* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.cyklodiskont.cz/vidlice-na-kolo-420>
- [14] Lineární aktuátory. *Lineární aktuátory* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.demotory.cz/dc-aktuatory/>
- [15] Pohony Raveo. *Pohony Raveo* [online]. Praha [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.motory-prevodovky.cz/>
- [16] JEŽEK, Bc. Ondřej. *DIPLOMOVÁ PRÁCE Tříkolové třístopé vozidlo pro invalidní osoby na elektrický pohon* [online]. Plzeň, 2013 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/8722/1/DP_Jezek_2012_2013.pdf. Diplomová. Technická v Plzni. Vedoucí práce ING. Jiří Barták.
- [17] *Příklad návrhu pohonu pro čtyřkolový podvozek* [offline]. Ostrava, 2019, **2019**(Úloha č.1) [cit. 2019-05-20].